

VŠB – Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra částí a mechanismů strojů

Elektromotorická jeřábová kladnice

Crane Tackle with Electro-mechanical
Turning of a Hook

Student:

Lukáš Klapetek

Vedoucí bakalářské práce:

Ing. Ivana Kunzová, Ph.D.

Ostrava 2018

VŠB - Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra částí a mechanismů strojů

Zadání bakalářské práce

Student: **Lukáš Klapetek**
Studijní program: **B2341 Strojírenství**
Studijní obor: **2302R010 Konstrukce strojů a zařízení**
Specializace: **40 Konstrukce strojních dílů a skupin**
Téma: **Elektromotorická jeřábová kladnice**
Crane Tackle with Electro-mechanical Turning of a Hook

Jazyk vypracování: **čeština**

Zásady pro vypracování:

Vypracujte rešerši k zadanému tématu a zaměřte se na možnosti pohonů a uspořádání převodů pohonu jeřábového háku. Uveďte výhody a nevýhody jednotlivých typů. Porovnejte jednotlivé typy od vybraných výrobců. Dle zadaných parametrů navrhnete kompletní pohon otáčení háku. Nosnost jeřábového háku je 160 tun a rychlost otáčení háku je 0,8 otáček za minutu. Navrhnete ozubený převod a vytipujete vhodnou elektropřevodovku. Nakreslete sestavu celého zařízení a výrobní výkres zvoleného ozubeného kola.

Seznam doporučené odborné literatury:

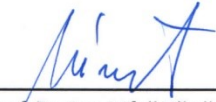
Dejl,Z. Konstrukce strojů a zařízení I. Ostrava: Montanex, 2000. 225s. ISBN 80-7225-018-3
Bolek,A.; Kochman,J. Části strojů I. Praha: SNTL, 1989. 775s. ISBN 80-03-00046-7 Bolek,A.;
Kochman,J. Části strojů II. Praha: SNTL, 1990. 707s. ISBN 80-03-00426-8 Kaláb,K. Části a mechanismy
strojů pro bakaláře, Části pohonů strojů. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2008. 128s. ISBN 978-80-248-1860-3
Leinveber,J.; Vávra,P. Strojnické tabulky. Albra-pedagogické nakladatelství, Úvaly, 2006. 914s. ISBN 80-
7361-033-7
Remta,F.; Kupka,L. Jeřáby I.díl. Praha. SNTL. 1974. 645s
Normy, katalogy, prospekty a [www-stranky k dané problematice](http://www-stranky.kdaneproblematice).

Formální náležitosti a rozsah bakalářské práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.


Vedoucí bakalářské práce: **Ing. Ivana Kunzová, Ph.D.**

Datum zadání: 08.12.2017

Datum odevzdání: 21.05.2018


prof. Dr. Ing. Miloš Němček
vedoucí katedry

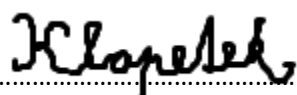



doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

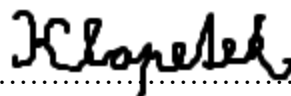
V Ostravě dne 21. května 2018


.....
Podpis studenta

Prohlašuji, že:

- jsem si vědom, že na tuto moji závěrečnou bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. Zákon o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů (dále jen Autorský zákon), zejména § 35 (Užití díla v rámci občanských či náboženských obřadů nebo v rámci úředních akcí pořádaných orgány veřejné správy, v rámci školních představení a užití díla školního) a § 60 (Školní dílo),
- беру на вѣдомі, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo užít tuto závěrečnou bakalářskou práci nekomerčně ke své vnitřní potřebě (§ 35 odst. 3 Autorského zákona),
- užít toto mé dílo, nebo poskytnout licenci k jejímu využití, může VŠB-TUO jen s mým souhlasem,
- bude-li požadováno, jeden výtisk této bakalářské práce bude uložen u vedoucího práce,
- беру на вѣдомі, že-podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů-že tato bakalářská práce bude před obhajobou zveřejněna na pracovišti vedoucího práce, a v elektronické podobě uložena a po obhajobě zveřejněna v Ústřední knihovně VŠB-TUO, a to bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě dne 21. května 2018



Podpis studenta

Jméno a příjmení autora práce:

Lukáš Klapetek

Adresa trvalého pobytu autora práce:

Šípková 28,74601 Opava, ČR

PODĚKOVÁNÍ

Tímto bych chtěl poděkovat vedoucí mé bakalářské práce Ing. Ivaně Kunzové, Ph.D. a vedoucímu katedry prof. Dr. Ing. Miloši Němčekovi za cenné rady a připomínky, které mi poskytli při vypracování této práce. V neposlední řadě pak firmě PRESTAR s.r.o., která poskytla téma bakalářské práce, za příjemnou spolupráci a vstřícný přístup při řešení problémů.

ANOTACE BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

KLAPETEK, L. *Elektromotorická jeřábová kladnice: bakalářská práce* Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra částí a mechanismů strojů, 2018, 38 s. Vedoucí práce: Kunzová, I

Tato bakalářská práce se zabývá kompletním návrhem elektromotorické jeřábové kladnice s požadovanou nosností 160 tun. V úvodu je popsáno rozdělení kladnic a jejich možné konstrukční uspořádání převodů. V bakalářské práci je dále podrobně rozvedeno konstrukční řešení jak samotné kladnice, tak i kompletního převodu otáčení háku kolem svislé osy, včetně pevnostního posouzení celého zařízení.

ANNOTATION OF BACHELOR THESIS

KLAPETEK, L. *Crane tackle with Elektro-mechanical Turning of a Hook: Bachelor Thesis*. Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Machine Parts and Mechanisms, 2018, 38 p. Thesis head: Kunzová, I

This bachelor thesis deals with complete design of crane tackle with electro-mechanical turning of a hook with bearing capacity of 160 tons. In the inductive part of the work are described different kinds of crane tackle transmission designs. Next in the work is design took in detail for both crane tackle and complete transmission of a turning hook around vertical axis. Strength calculations included.

Obsah

Seznam použitého značení, symbolů a zkratek	1
1 Úvod	5
2 Typy jeřábových kladnic	6
2.1 Rozdělení dle závěsného prostředku	6
2.1.1 Kladnice řetězové	6
2.1.2 Kladnice lanové	6
2.2 Rozdělení kladnic dle počtu kladek	7
2.2.1 Lanové kladky	7
2.3 Kladnice podle typu háku	8
3 Možnosti pohonů jeřábového háku	9
3.1 Pohon elektrický	9
3.2 Pohon elektrohydraulický	9
4 Uspořádání převodů kladnice	11
4.1 Převod na boku kladnice	11
4.2 Převod uprostřed kladnice	12
4.3 Porovnání jednotlivých typu uspořádání převodu mezi vybranými výrobce	12
5 Konstrukční řešení	13
5.1 Příčník	13
5.2 Bočnice	13
5.3 Čep kladek	14
5.4 Háky kladnice	14
5.5 Kryt kladek	15
6 Návrh a Výpočet	16
6.1 Určení břemena a jeho rozměrů	16
6.2 Výpočet točivého momentu a výkonu na háku kladnice	16
6.3 Určení vhodného elektromotoru a převodovky	17
6.3.1 Výkon motoru	17
6.3.2 Volba motoru a převodovky	18
6.4 Určení parametrů a výpočet ozubených kol mezi hnacím a hnaným ústrojím	19
6.4.1 Převodové poměry	19
6.4.2 Návrh počtu zubů jednotlivých kol	19
6.4.3 Výpočet modulu	20
6.4.4 Průměry roztečných kružnic kol a osová vzdálenost	20
6.4.5 Pevnostní kontrola soukolí	21
6.5 Návrh lana	22

6.5.1 Účinnost lanového převodu.....	22
6.5.2 Zatížení F svislého lana.....	22
6.5.3 Maximální dovolené zatížení lana.....	22
6.5.4 Volba lana	22
6.6 Návrh vodících kladek	23
6.6.1 Nejmenší dovolený základní průměr kladky.....	23
6.6.2 Jmenovitý průměr kladky.....	23
6.7 Výpočet příčnicku.....	24
6.7.1 Střední část příčnicku.....	25
6.8 Výpočet bočnice.....	27
6.8.1 Zatížení bočnice tahem	28
6.8.2 Návrh tloušťky bočnice	28
6.9 Výpočet čepu kladek.....	29
6.9.1 Zatížení čepu	29
6.9.2 Minimální průměr čepu.....	30
6.9.3 Pevnostní kontrola čepu	30
6.10 Volba ložisek.....	31
6.10.1 Radiální ložiska.....	31
6.10.2 Axiální ložisko	31
6.11 Výpočet per hřídele motoru	32
6.12. Výpočet spojení matice a ozubeného kola nalisováním.....	33
7 Závěr	35
8 Literatura.....	36
9 Seznam příloh	38

Seznam použitého značení, symbolů a zkratek

zkratka	význam	Jednotka
A	Osová vzdálenost kol	[mm]
a	Rozměr příčnicku dle obr.25	[mm]
b	Šířka příčnicku mezi bočnicemi	[mm]
b_1, b_2, b_3	Rozměry příčnicku dle obr.26	[mm]
C^N	Rozměrová charakteristika náboje	[mm]
C_o	Statická únosnost ložiska	[kN]
d_1	Průměr roztečné kružnice pastorku	[mm]
d_2	Průměr roztečné kružnice kola	[mm]
d_{ξ}	Průměr čepu	[mm]
D_k	Jmenovitý průměr kladky	[mm]
d_L	Průměr lana	[mm]
D_{min}	Nejmenší dovolený základní průměr kladky	[mm]
d_n	Minimální průměr náboje	[mm]
d_o	Vnější průměr náboje	[mm]
Δd_{1MIN}	Minimální potřebný přesah	[mm]
Δd_{1MAX}	Maximální potřebný přesah	[mm]
Δd_{1SKMAX}	Skutečný maximální přesah	[mm]
Δd_z	Ztráta přesahu uhlazením	[mm]
E	modul pružnosti ocelového hřídele a náboje z oceli na odlitky	[MPa]
E_{MAX}	Horní úchylka díry	[mm]
e_{MIN}	Minimální úchylka průměru hřídele	[mm]
e_s	Horní úchylka hřídele	[mm]
f	Počet nosných průřezů v jedné větvi lanového převodu	[-]
f_1	Součinitel tření	[-]

F	Zatížení svislého lana	[N]
F_A	Síla působící na axiální ložisko	[N]
F_{c1}	Maximální síla působící na příčník	[N]
F_{c2}	Maximální síla působící na bočnici	[N]
F_{dov}	Maximální dovolené zatížení lana	[N]
F_{min}	Minimální dovolené zatížení lana	[N]
F_R	Síla působící na kladky	[N]
F_{RL}	Síla působící na ložiska	[N]
G	Vlastní hmotnost částí zvedaných současně s břemenem	[kg]
g	Tíhové zrychlení	[m/s ²]
h_1, h_2, h_3	Rozměry příčníku dle obr.26	[mm]
h_b	Šířka bočnice	[mm]
i_c	Celkový převodový poměr kladnice	[-]
i_{PL}	Převodový poměr planetové převodovky	[-]
J	Moment setrvačnosti háku	[kg.m ²]
k	Součinitel bezpečnosti lana	[-]
k_b	Součinitel bezpečnosti bočnice	[-]
$k_{\check{c}}$	Součinitel bezpečnosti čepu	[-]
k_l	Součinitel bezpečnosti lana zahrnující vliv dynamických účinků	[-]
k_p	Součinitel bezpečnosti příčníku	[-]
k_s	Statická bezpečnost pro hřídel a náboj	[-]
k_t	Bezpečnost přenosu zatížení třením	[-]
l	Délka náboje	[mm]
m	Modul ozubeného soukolí	[mm]
M_A, M_C	Ohybové momenty ve vetknutí	[Nmm]
M_B	Ohybový moment v kritickém průřezu příčníku	[Nmm]
m_b	Hmotnost břemene	[kg]
m_h	Hmotnost háku	[kg]

M_{kH}	Točivý moment háku kladnice	[Nm]
M_{koz}	Krouticí moment ozubených kol	[Nm]
m_l	Hmotnost ložiska	[kg]
m_m	Hmotnost matice	[kg]
m_{mot}	Hmotnost motoru	[kg]
m_{oz}	Hmotnost ozubeného kola	[kg]
M_{o1}, M_{o2}	Ohybové momenty v jednotlivých úsecích	[Nmm]
$M_{oč}$	Maximální ohybový moment čepu kladek	[Nmm]
m_p	Hmotnost příčnicku	[kg]
n_H	Otáčky háku	[ot/min]
n_M	Otáčky motoru	[ot/min]
P_H	Výkon na háku	[kW]
P_M	Minimální potřebný výkon motoru	[kW]
p_{MIN}	Potřebný minimální tlak mezi maticí a oz. kolem	[MPa]
P_o	Ekvivalentní zatížení ložiska	[kN]
p_{SKMAX}	Maximální skutečný tlak	[MPa]
p_{tdov}	Dovolené tlakové napětí	[MPa]
p_t	Tlakové napětí	[MPa]
R	Délka ingotu	[m]
R_{Ax}, R_{Cx}	Reakční síly v ose x příčnicku	[N]
R_{Ay}, R_{Cy}	Reakční síly v ose y příčnicku	[N]
R_B	Reakční síla bočnice	[N]
R_e	Mez kluzu	[MPa]
S_P	Průřezový obsah příčnicku	[mm ²]
S	Obsah kritického průřezu bočnice	[mm ²]
t	Zvolená tloušťka bočnice	[mm]
t_b	Požadovaná tloušťka bočnice v místě otláčení	[mm]
t_h	Doba, za kterou se musí docílit požadovaných rychlosti otáčí háku	[s]

$u_{1,2}$	Převodový poměr mezi koly	[-]
Δu	rozptyl tolerance	[%]
W_0	Průřezový modul v ohybu	[mm ³]
x	Úsek, ve kterém působí napětí	[mm]
y_1, y_2, y_3	Vzdálenosti sil působící na kladky dle obr.28	[mm]
z_1	Počet zubů pastorku	[-]
z_2	Počet zubů kola	[-]
ϵ	Úhlové zrychlení	[rad/s ²]
ω	Úhlová rychlost	[rad]
η	Účinnost lanového převodu	[-]
η_1	Účinnost jedné kladky na pevné ose	[-]
η_c	Celková účinnost převodu	[-]
η_L	Účinnost ložiska	[-]
η_{oz}	Účinnost ozubených kol	[-]
$\eta_{př}$	Účinnost převodovky	[-]
α	Součinitel závislý na druhu kladky a skupině jeřábu	[-]
α_o	Součinitel koncentrace napětí pro ohyb	[-]
α_t	Součinitel koncentrace napětí pro tah	[-]
σ_{red}	Redukované napětí	[MPa]
σ_{dov}	Dovolené napětí v ohybu	[MPa]
σ_o	Maximální napětí v ohybu	[MPa]
σ_{tdov}	Dovolené napětí v tahu	[MPa]
σ_t	Maximální napětí v tahu	[MPa]
τ_s	Maximální smykové napětí	[MPa]
τ_{dov}	Dovolené napětí ve smyku	[MPa]

1 Úvod

Jeřábová kladnice je součástí kladkostroje jeřábu. Slouží ke zdvihání těžkých břemen pomocí otočného háku. Síla, která působí vlivem tíhy břemene na hák, se rozkládá rovnoměrně pomocí soustavy kladek do jednotlivých lan. Břemena mohou mít různou hmotnost. Od toho se odvíjí konstrukční řešení jednotlivých kladnic. Jeřábová kladnice s elektromechanickým otáčením háku je speciální druh kladnic, jelikož umožňuje otáčení zavěšeného břemene kolem svislé osy pomocí elektrického pohonu a využívá se v mnoha odvětvích průmyslu. Například ve stavebnictví či ve strojírenství.

Při navrhování jeřábové kladnice je kladen důraz především na co nejjednodušší navržení jednotlivých dílů a z toho plynoucí snadná montáž či demontáž. Musí se však zachovat plná funkčnost zařízení. Aby jednotlivé díly kladnice vyhovovaly, musí být provedena kontrola na různé druhy namáhání. Musí se také zohlednit obsluha, která nedopatřením může zatížit kladnici příliš těžkým břemenem, jehož hmotnost bude odpovídat jmenovité hodnotě únosnosti. Manipulovat lze s velkým rozsahem typů břemen, ať už jde o tyče různých průřezů či délek nebo o jiné, nestandardní břemena.

Cílem této práce je navrhnout jeřábovou kladnici s elektromechanickým otáčením háku. Konstrukce kladnice musí splňovat ekonomickou výrobu a jednoduché konstrukční řešení. Dalším cílem je navrhnout úpravy současně používaného stroje tak, aby unesly dvakrát větší hmotnost břemene než doposud. Práce je tvořena pro firmu Prestar s.r.o.

2 Typy jeřábových kladnic

Kladnice lze rozdělit dle těchto hledisek:

- typ závěsného prostředku
- počet kladek
- typ háku

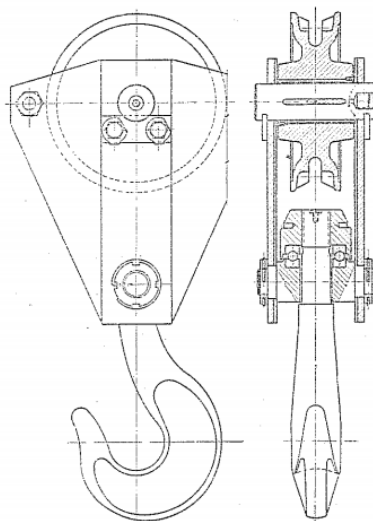
2.1 Rozdělení dle závěsného prostředku

Dle typu závěsného prostředku kladek rozdělujeme kladnice na řetězové a lanové.

2.1.1 Kladnice řetězové

Tento druh kladnic využívá jako závěsný prostředek řetěz, a to buď svařovaný nebo Gallův.

Kladnice, ať již pro řetěz Gallův či svařovaný, mívají obvykle jen jednu kladku, která se otáčí na pevném čepu uloženém ve dvou postranních štítech. Štíty jsou po stranách spojeny rozpěracími šrouby, které zároveň chrání řetěz před vypadnutím. Kladnice pro Gallův řetěz se kromě jiného druhu kladky ničím neliší od kladnice pro řetěz svařovaný. [1]

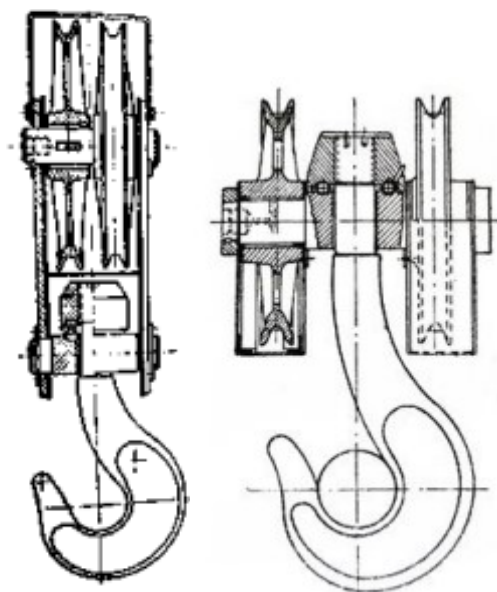


Obr.1 - Kladnice řetězová. [1]

2.1.2 Kladnice lanové

Kladnice pro ocelová lana, pokud mají jen jednu lanovou kladku, jsou konstruovány stejným způsobem jako kladnice řetězové. Pro úsporu váhy bývají i zde postranice ze široké oceli, tlusté podle potřeby, kdežto štíty jen z tenčího plechu. Kladnice se dvěma a více kladkami mohou být zkonstruovány buď s kladkami vedle sebe – typ normální, nebo

s kladkami po stranách příčnicku – typ zkrácený. U tohoto typu mohou být kladky buď přímo na příčnicku, nebo je příčník posunut poněkud níže pod osu kladek. [1] Lanové kladnice se v praxi využívají například u mostových jeřábů.



Obr.2 – Kladnice lanová – typ normální (vlevo) a typ zkrácený (vpravo) [1]

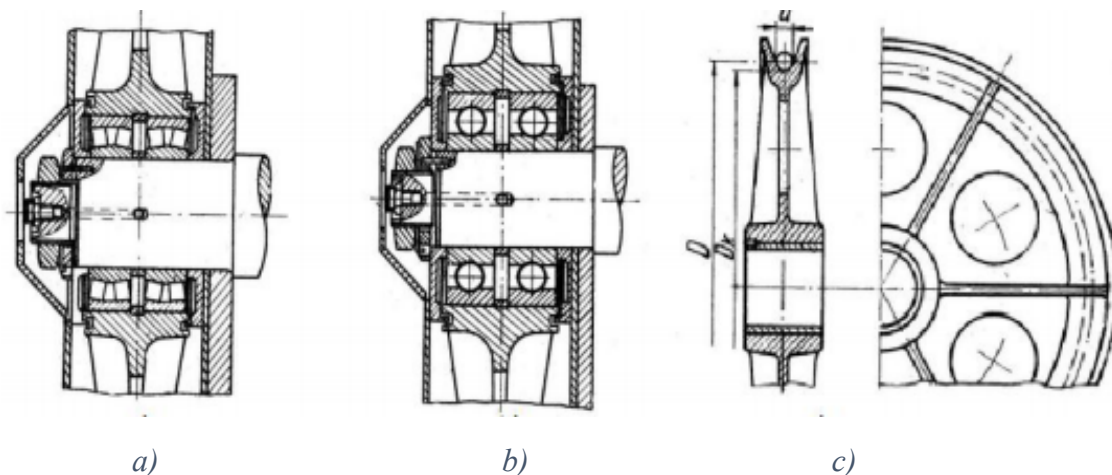
2.2 Rozdělní kladnic dle počtu kladek

Kladnice se zpravidla liší počtem vyrovnávacích a vodících kladek. Většinou se používají kladnice s 2, 4, 6, 8 a více vodícími kladkami.

2.2.1 Lanové kladky

Lanové kladky bývají zpravidla lité z oceli 42 2650.2 dle [1], jelikož nejsou choulostivé na prasknutí při nárazu nebo při přejetí kladnice.

Kladky mohou být uloženy na čepu buď na kluzném ložisku nebo na valivých ložiscích.

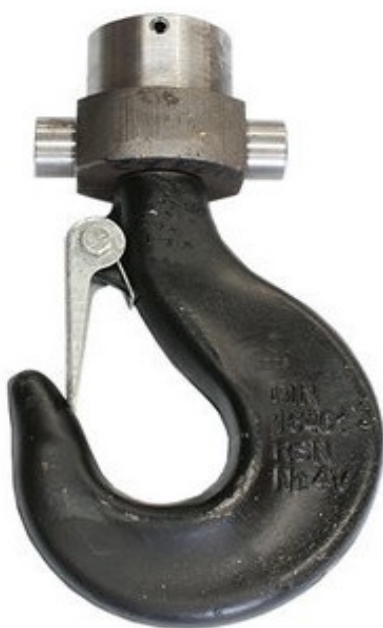


Obr. 3 - Uložení kladky na a) válečkových ložiscích, b) kuličkových ložiscích, c) kluzném ložisku [1]

2.3 Kladnice podle typu háku

Háky slouží k zavěšení břemena. Používají se háky jednoduché, které se v minulosti využívaly pro menší nosnosti (do 50 t). V dnešní době jsou jednoduché háky využívány i pro větší nosnosti, záleží na požadavcích zákazníka.

Dalším druhem háku je hák dvojitý. Využívá se pro větší nosnosti (od 20 t výše). Háky mohou být kované nebo lamelové. Jednoduchý hák je pouze kovaný, dvojitý hák může být kovaný nebo lamelový. [1]



Obr.4- Jednoduchý hák [10]



Obr.5- Dvojitý hák [13]

3 Možnosti pohonů jeřábového háku

Kladnice s motoricky otočným hákem je speciální zařízení jeřábu, které umožňuje otáčet břemenem zavěšeném na jejím háku. V dnešní době se pro pohon otáčení háku nejčastěji používá pohon elektrický. Dalším příkladem pohonu je pohon elektrohydraulický.

3.1 Pohon elektrický

Lze odhadnout, že 80 % všech motoricky poháněných zdvihadcích strojů a zařízení má elektrický pohon. [1] Z toho vyplývá, že je to nejvyužívanější pohon pro elektromotorickou jeřábovou kladnici.

Výhodou elektrického pohonu je jeho stálá schopnost provozu, proveditelnost pro jakýkoliv výkon, má široký rozsah momentů, možnost okamžitého zapínání a vypínání a z toho plynoucí odpadající ztráty během naprázdno. Další výhodou je poměrně snadná obsluha a velká bezpečnost. Elektrický pohon není zdrojem zplodin. Má velkou účinnost a dlouhou životnost.

Nevýhodou je závislost na zdroji proudu a nutnost jeho přívodu. [1]



Obr.6 – Kladnice s elektrickým pohonem

3.2 Pohon elektrohydraulický

Tento pohon je méně častým příkladem pohonu otočného háku. K hydromotoru musí být připojen hydraulický agregát, který bývá umístěn přímo na kladnici.

Jeho hlavní výhodou jsou velké tlaky tudíž i dosažení velkého krouticího momentu. Elektrohydraulický pohon má také velkou účinnost. Jeho výhodou je také tichý chod.

Nevýhodou tohoto pohonu jsou velké nároky na údržbu, může dojít k úniku kapaliny při mechanické poruše. Další nevýhodou je mnoho součástí, které tvoří celý okruh, tudíž je složitý.



Obr. 7- Kladnice s elektrohydraulickým pohonem uprostřed

4 Uspořádání převodů kladnice

U jeřábových kladnic může být více možností uspořádání převodu. Odvíjí se od požadovaných rozměrů, které může zadat zákazník, nebo vychází z konstrukčního řešení, které zvolí konstruktér tak, aby byla kladnice co nejvhodnější z hlediska výroby a nákladů s výrobou spojených. Nejvyužívanějším druhem převodovek je čelní převodovka. Dalšími druhy převodovek, které se používají, jsou například planetová převodovka či kuželová převodovka.

4.1 Převod na boku kladnice

Elektromotor s čelní převodovkou je umístěn na boku kladnice. Ke kladnici je připojen šrouby. Na výstupu z čelní převodovky je na hřídeli ozubené kolo, které otáčí ozubeným věncem otočného ložiska. Při tomto řešení se z důvodu vyvážení kladnice musí na druhou stranu přivařit protizávaží (například obyčejný čtyřhran), který slouží k tomu, aby kladnice pracovala v rovnovážné poloze.

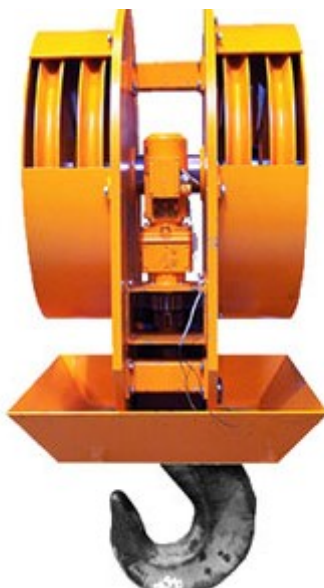
Výhodou tohoto uspořádání je nižší výška kladnice a z toho plynoucí menší spotřeba materiálu. Také více vyhovuje, jestliže jsou potřeba nižší zástavbové rozměry kladnice pro zajištění dostatečné výšky pro manipulaci pod hákem.



Obr. 8- Převod na boku kladnice

4.2 Převod uprostřed kladnice

Převod je řešen umístěním elektromotoru a převodovky doprostřed kladnice, mezi bočnice. Ozubené kolo, které je připojeno k hřídeli motoru přenáší krouticí moment na hák.



Obr.9 – Převod uprostřed kladnice [14]

4.3 Porovnání jednotlivých typu uspořádání převodu mezi vybranými výrobce

Každý výrobce dle svého způsobu konstrukčního řešení nabízí zákazníkovi více možností uspořádání převodu. Zde je pár příkladů možností uspořádání převodu u jednotlivých firem. Firma Prestar s.r.o., využívá převážně převod na boku kladnice s otočným ložiskem. Firma KPC s.r.o. pak kladnici s převodem uprostřed kladnice.



Obr. 10 – Kladnice firmy Prestar s.r.o [17]



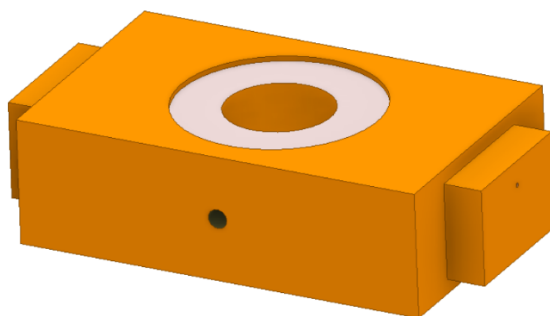
Obr. 11 – Kladnice firmy KPC s.r.o [18]

5 Konstrukční řešení

Konstrukce řešení je voleno normální se třemi vodícími kladkami po stranách, které jsou umístěny na konci čepu. Háček dle požadavku firmy je volen jednoduchý. Příčník a bočnice tvoří svařovanou skříň kladnice.

5.1 Příčník

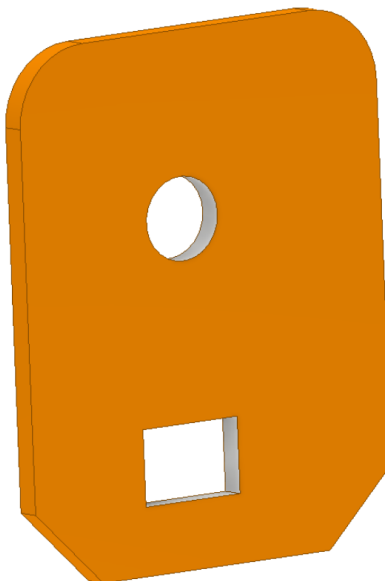
V příčníku je uložen háček. Příčník je uložen v obou bočnicích a po stranách je k bočnicím přivařen. Do příčníku je také nasunuto kalené pouzdro, které slouží k zajištění svislé polohy háku. Do příčníku jsou vyvrtány dva otvory, které slouží k mazání pouzdra háku a k jeho zajištění. Materiál příčníku je zvolen: S355JR. Příčník je vyráběn jako výpalek z plechu.



Obr. 12 – Příčník

5.2 Bočnice

Bočnice slouží jako hlavní nosná část konstrukce svařované skříně kladnice a k uložení čepu kladek a příčníku. Jsou vyráběny jako výpalek z plechu. Materiál příčníku je zvolen: S355JR



Obr. 13 – Bočnice

5.3 Čep kladek

Čep slouží k uložení kladek. Čep je zhotoven třískovým obráběním. Je vyroben z legované oceli 42CrMo4. Do čepu jsou vyvrtány díry pro mazání ložisek a pro následné upevnění krytu.



Obr.14 – Čep kladek (v řezu)

5.4 Hák kladnice

Pro tuto práci byl vybrán jednoduchý kovaný hák typ-15401Nr100a s oblým závitem – Rd 200x22, [8]. Rozměry jeho horní části, která je vložena do příčnicku jsou taktéž normalizovány. Hák je zajištěn proti vyšroubování z matice deskou, která je upevněna na hák šrouby a současně je uložena v drážkách ozubeného kola.

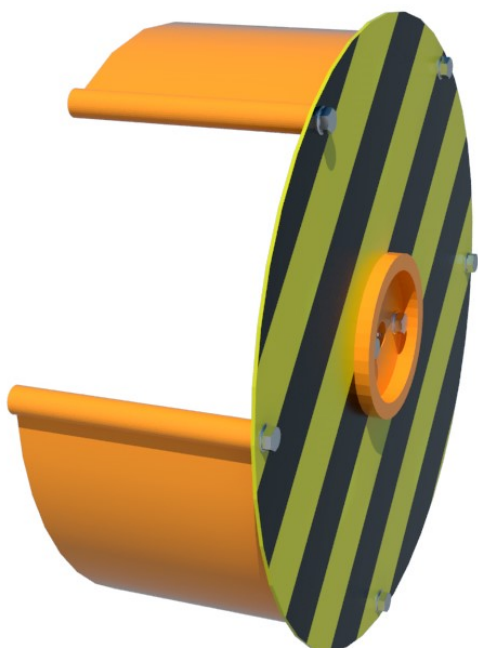


Obr.15 – Jeřábový hák

5.5 Kryt kladek

Kryt kladek slouží pro ochranu kladek před vniknutím nečistot do prostoru čepu, ve kterém jsou kladky uloženy.

V této práci je zvolen kryt, který se skládá ze čtyř částí. První část tvoří tyče, ve kterých jsou navrtány díry pro našroubování víka krytu. Tyto tyče jsou navařeny na bočnici. Další část tvoří ohnutý plech, který je navařen k tyčím a slouží jako kryt ve vertikálním směru. Další část tvoří víko krytu, které slouží jako kryt v horizontálním směru. Poslední část tvoří plech, který je přišroubován k čepu kladek a slouží jako zajištění čepu proti vypadnutí.



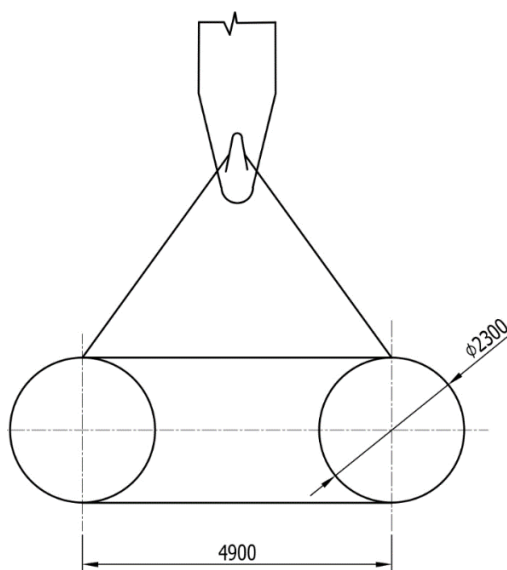
Obr.16 – Sestava krytu

6 Návrh a Výpočet

V této kapitole je proveden výpočet všech důležitých součástí kladnice a návrh rozměrů jednotlivých dílů.

6.1 Určení břemena a jeho rozměrů

Pro výpočet je nutné nejprve určit břemeno, které bude mít hmotnost stejnou jako únosnost kladnice a také je potřeba znát jeho rozměry pro následný výpočet. Musí se také určit, jestli se bude břemeno otáčet ve svislé nebo ve vodorovné poloze. Jako jmenovité břemeno byl vybrán ocelový kruhový ingot o průměru 2300 mm a délce 4900 mm.



Obr. 17 – břemeno ve vodorovné poloze

6.2 Výpočet točivého momentu a výkonu na háku kladnice

Pro navržení motoru, převodovky a ozubeného soukolí, které bude pohánět hák, se musí určit točivý moment na háku kladnice, který dokáže rozpohybovat břemeno. Také je třeba znát výkon na háku pro následný výpočet výkonu motoru.

Výpočet momentu setrvačnosti:

$$J = \frac{1}{12} m_b \cdot R^2 = \frac{1}{12} 160000 \cdot 4,9^2 = 320\,133 \text{ [kg} \cdot \text{m}^2] \quad (1)$$

Výpočet úhlového zrychlení:

$$\epsilon = \frac{\omega}{t} = \frac{0,083}{2} = 0,041 \left[\frac{\text{rad}}{\text{s}^2} \right] \quad (2)$$

Úhlová rychlost:

$$\omega = \frac{2\pi n_H}{60} = \frac{2\pi 0,8}{60} = 0,083 \text{ [rad]}$$

Výpočet točivého momentu kladnice:

$$M_{kH} = J \cdot \epsilon = 320\,133 \cdot 0,041 = 13\,125 \text{ [Nm]} \quad (3)$$

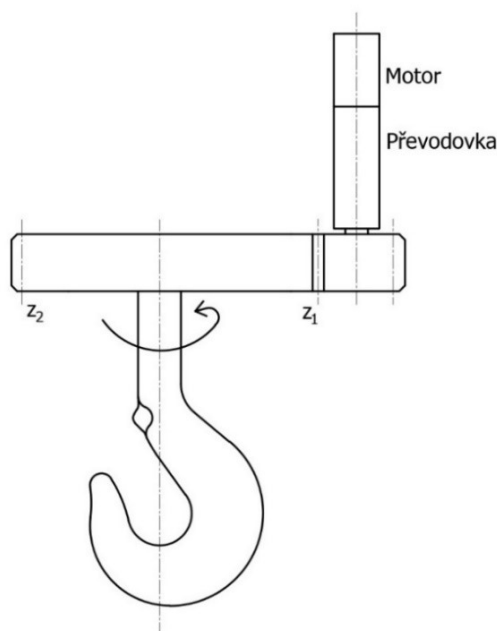
Výpočet výkonu na háku:

$$P_H = M_{kH} \cdot \omega = 13125 \cdot 0,083 = 1089 \text{ [W]} = 1,089 \text{ [kW]} \quad (4)$$

6.3 Určení vhodného elektromotoru a převodovky

Pro návržení vhodného elektromotoru a převodovky se musí nejprve vypočítat výkon motoru. Díky tomu se může navolit vhodný elektromotor s převodovkou z katalogu výrobce.

V této práci se volí planetová převodovka z důvodu schopnosti snížit vysoké otáčky motoru do velmi malých otáček na výstupu z převodovky. To je výhodné pro volbu minimálního počtu soukolí, které slouží k dosažení požadovaných otáček háku. To ušetří jak náklady na výrobu, tak montážní čas.



Obr. 18 – Schéma převodu

6.3.1 Výkon motoru

Výkon se spočítá díky celkové účinnosti, která je složena z účinnosti ložiska, převodovky a účinnosti mezi koly.

Celková účinnost:

$$\eta_c = \eta_L^2 \cdot \eta_{oz} \cdot \eta_{př} = 0,98^2 \cdot 0,98 \cdot 0,89 = 0,83 \quad (5)$$

$$P_M = P_H \cdot \frac{1}{\eta_c} = 1089 \cdot \frac{1}{0,83} = 13120 \text{ [W]} = 1,312 \text{ [kW]} \quad (6)$$

6.3.2 Volba motoru a převodovky

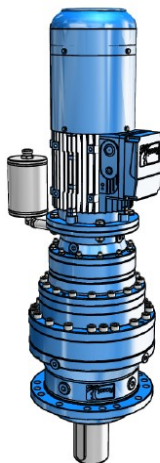
Z katalogu výrobce Rossi group byl zvolen vhodný elektromotor s planetovou převodovkou. Pro tuto práci byl použit elektromotor a 4stupňová planetová převodovka.

Tab.1 – Parametry motoru [15]

Označení motoru	Výkon [kW]	Otáčky [min ⁻¹]	M _N [Nm]	M _{MAX} /M _N
90 TB0 L 4 ErP IE2 V	1,5	1430	10	4,3

Tab.2 – Parametry planetové převodovky [15]

Označení převodovky	Převodový poměr	Výstupní krouticí moment [Nm]	Vstupní otáčky z motoru [min ⁻¹]	Výstupní otáčky z převodovky [min ⁻¹]
R 4EL 012 A 518Y	518	4718	1400	2,7



Obr.19 – vybraný elektromotor s planetovou převodovkou [15]

6.4 Určení parametrů a výpočet ozubených kol mezi hnacím a hnaným ústrojím

Tato kapitola se zabývá návrhem ozubeného soukolí, které slouží k pohybu, který umožňuje otáčení háku. Ozubené kola budou čelní s přímými zuby.

6.4.1 Převodové poměry

Pro vhodný návrh ozubených kol se nejprve musí vypočítat celkový převodový poměr ústrojí. Z tohoto poměru se poté může určit převod mezi koly, který je potřeba pro následný návrh ozubení.

Celkový převodový poměr:

$$i_c = \frac{n_M}{n_H} = \frac{1400}{0,8} = 1750 \quad (7)$$

Převodový poměr mezi koly:

$$u_{1,2} = \frac{i_c}{i_{PL}} = \frac{1750}{518} = 3,37 \quad (8)$$

6.4.2 Návrh počtu zubů jednotlivých kol

Volí se počet zubů pastorku. Díky vypočtenému převodovému poměru mezi koly se vypočítá také počet zubů kola. Ze získaných hodnot se určí modul pomocí programu CSNw. Materiál ozubeného soukolí je stejný pro obě kola.

Zvolené hodnoty:

Počet zubů pastorku $z_1 = 19$ zubů

Materiál pastorku a kola 14220

Počet zubů kola:

$$z_2 = z_1 \cdot u_{1,2} = 19 \cdot 3,37 = 64,03 \quad (9)$$

počet zubů kola zvolen $z_2 = 64$ zubů

Podmínka tolerance:

$$u_{1,2} \cdot \left(1 - \frac{\Delta u}{100}\right) \leq \frac{z_2}{z_1} \leq u_{1,2} \cdot \left(1 + \frac{\Delta u}{100}\right) \quad (10)$$

$$3,37 \cdot \left(1 - \frac{2}{100}\right) \leq \frac{46}{21} \leq 3,37 \cdot \left(1 + \frac{2}{100}\right)$$

$$3,3 \leq 3,37 \leq 3,43 \quad \text{vyhovuje}$$

6.4.3 Výpočet modulu

Modul se určí dle programu CSNw. Do výpočtu jsou zadávány hodnoty krouticího momentu, počty zubů ozubených kol, materiál pastorku, součinitele pro zatěžování a nerovnoměrnosti, úhel zubů a poměrná šířka.

Návrhový výpočet ozubení podle ČSN 01 4686 - část 4 © M.Němček VŠB-TU Ostrava

Typ ozubení
☒ Čelní
☐ Kuželové
☐ Hřeben

z₁ 19
z₂ 64
β 0 [°]
T₁ 4718 [N·m]
Ψ_m 15
Schéma 6
K_{Hβ} 1.077
K_A 1.5
σ_{Flimb}⁰ 700 [MPa]
σ_{Hlim}⁰ 1270 [MPa]
V_{HV} 650

Help Vyber Help Vyber Vyber Vyber

Task Moduly Konec

m_n = 9.312 [mm]
b = 139.7 [mm]

OHYB

$$m_n = f_F \cdot 3 \sqrt{\frac{K_F \cdot T_1}{\Psi_m \cdot z_1 \cdot \sigma_{FP}}}$$

f_F = 18
K_F = K_A · K_{Hβ}
σ_{FP} = 0,6 · σ_{Flimb}⁰

m_{n ohyb} = 7.188 [mm]

DOTYK

$$d_1 = f_H \cdot 3 \sqrt{\frac{K_H \cdot T_1}{\Psi_{d1} \cdot \sigma_{HP}^2} \cdot \frac{u+1}{u}}$$

f_H = 770 (β = 0°)
f_H = 690 (β > 0°)
K_H = K_A · K_{Hβ}
σ_{HP} = 0,8 · σ_{Hlim}⁰
Ψ_{d1} = Ψ_m · $\frac{\cos \beta}{z_1}$
u = $\frac{z_2}{z_1}$
m_n = d₁ · $\frac{\cos \beta}{z_1}$

m_{n dotyk} = 9.312 [mm]

<http://home1.vsb.cz/~nem25/SOFTWARE/CZ/WINDOWS/mod.htm>

Obr. 20 – Výpočet modulu dle programu CSNw.

Modul vyšel nenormalizovaný, musí se tedy zvolit z tabulky normalizovaných rozměrů. Musí být vyšší než vypočtený. Zvolený modul je tedy:

$$m = 12 \text{ [mm]}$$

6.4.4 Průměry roztečných kružnic kol a osová vzdálenost

Průměry roztečných kružnic a osová vzdálenost kol jsou parametry sloužící ke konstrukčnímu uspořádání kladnice (vzdálenost mezi bočnicemi apod.)

Průměr roztečné kružnice pastorku a kola:

$$d_1 = m \cdot z_1 = 12 \cdot 19 = 228 \text{ [mm]} \quad (11)$$

$$d_2 = m \cdot z_2 = 12 \cdot 64 = 768 \text{ [mm]} \quad (12)$$

Osová Vzdálenost:

$$A = \frac{m(z_1 + z_2)}{2} = \frac{12(19 + 64)}{2} = 498 \text{ [mm]} \quad (13)$$

6.4.5 Pevnostní kontrola soukolí

Ozubená kola se počítají na ohyb a dotyk. Aby vyhovovala pevnostnímu výpočtu musí splňovat stanovené pevnostní podmínky.

Obr.21 – Pevnostní výpočet ozubeného soukolí dle programu CSNw.

Pevnostní podmínky:

- | | | |
|--|--------------------|-----------|
| 1) $\sigma_{Hmax1} \leq \sigma_{Hpmax1}$ | $1096,6 \leq 2600$ | - splněno |
| 2) $\sigma_{Hmax2} \leq \sigma_{Hpmax2}$ | $1096,6 \leq 2600$ | - splněno |
| 3) $\sigma_{Fmax1} \leq \sigma_{Fpmax1}$ | $250,1 \leq 1400$ | - splněno |
| 4) $\sigma_{Fmax2} \leq \sigma_{Fpmax2}$ | $258,6 \leq 1400$ | - splněno |

6.5 Návrh lana

Návrh rozměrů a výpočet lana je proveden dle [5].

6.5.1 Účinnost lanového převodu

Účinnost lanového převodu se určí dle vztahu:

$$\eta = \frac{1 - \eta_1^f}{n \cdot (1 - \eta_1)} = \frac{1 - 0,98^{12}}{12 \cdot (1 - 0,98)} = 0,90 \quad (14)$$

6.5.2 Zatížení F svislého lana

Určí se dle vztahu:

$$F = \frac{m_b + G}{z \cdot f} \cdot \frac{g}{\eta} = \frac{160000 + 6000}{1 \cdot 12} \cdot \frac{9,81}{0,90} = 150\,783 \text{ [N]} \quad (15)$$

6.5.3 Maximální dovolené zatížení lana

Maximální dovolené zatížení lana musí být větší než vypočítané zatížení lana zvětšené o součinitel bezpečnosti.

$$F_{\text{dov}} \geq F \cdot k \quad (16)$$

$$F_{\text{dov}} \geq 150\,783 \cdot 4,1$$

$$F_{\text{dov}} \geq 618\,210 \text{ [N]} = 618,21 \text{ [kN]}$$

6.5.4 Volba lana

Na základě podmínky z předchozího výpočtu je voleno:

Šestipramenné ocelové lano-STANDARD – 222 drátů dle [9]

Hodnoty lana:

Průměr lana $d_L = 33,5 \text{ [mm]}$

pevnost drátů lana 1770 [MPa]

Maximální dovolené zatížení lana $F_{\text{min}} = 694,8 \text{ [kN]}$

Lana vinutá způsobem klasickým s velkým počtem drátů poměrně malých průměrů. Používají se tam, kde se klade zvláštní požadavek na ohebnost; přes kladky, kotouče a bubny malých průměrů. [9]

$$618,21 \text{ [kN]} \leq 694,8 \text{ [kN]} \quad \text{vyhovuje}$$



Obr. 22–Průřez lana STANDARD – 222 drátů [9]

6.6 Návrh vodících kladek

Výpočet rozměrů lanové kladky proveden dle [6].

6.6.1 Nejmenší dovolený základní průměr kladky

Určen dle vztahu:

$$D_{min} = d_L \cdot \alpha = 33,5 \cdot 22 = 737 \text{ [mm]} \quad (17)$$

Tab. 3 – Určení součinitele α [6]

Součinitel α				
Platí při navíjení lana na:	Pro skupinu jeřábů podle ČSN 27 0310			
	I	II	III	IV
vodící kladku	20	22	24	26
lanový buben	18	20	22	24
vyrovnávací kladku	14	15	16	16

Hodnoty pro tuto kladnice:

Skupina jeřábu II

lano navíjeno na lanový buben

Z tabulky vychází součinitel $\alpha = 20$. Dle [6] však pro použití více než 2 kladek nutno zvýšit hodnotu $\alpha+2$. Z toho vyplývá: $\alpha = 22$.

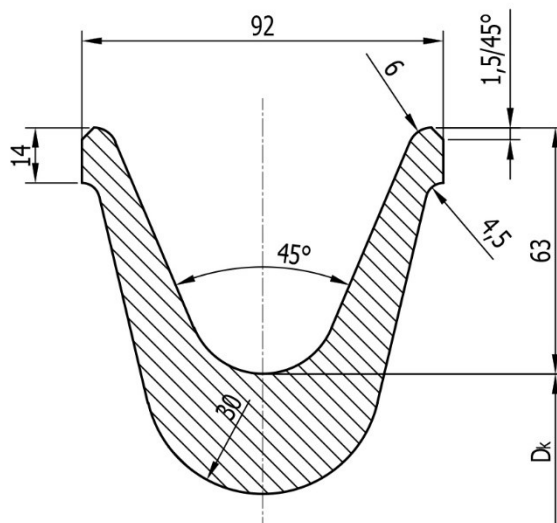
6.6.2 Jmenovitý průměr kladky

$$D_k = D_{min} - d_L = 737 - 33,5 = 703,5 \text{ [mm]} \quad (18)$$

Norma uvádí pro průměry kladek D_k tyto rozměry: 100, 125, 160, 200, 250, 315, 355, 400, 450, 500, 630, 710, 800, 900, 1000, 1 120, 1 250, 1 400, 1 600, 1 800, 2 000 mm.

zvolen průměr kladek $D_k = 710$ mm.

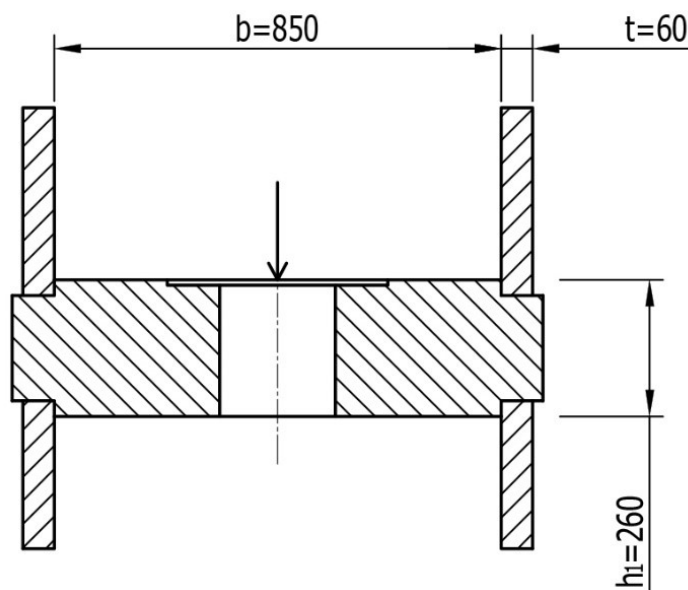
Volba ostatních rozměrů kladek dle [6].



Obr.23 – rozměry kladky [6]

6.7 Výpočet příčnicku

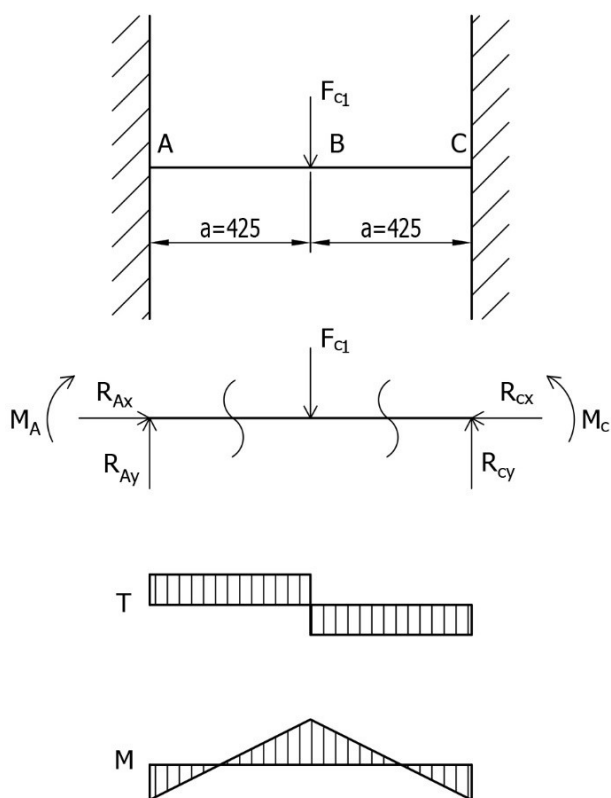
Příčník je přivařen k bočnicím, a proto ho lze chápat jako oboustranně vetknutý nosník zatížený silou uprostřed. Materiál příčnicku je zvolen: S355JR



Obr.24 – Schéma příčnicku

6.7.1 Střední část příčniku

Nejprve se musí určit síla F_{c1} , která působí na střed příčniku. Tato síla je rovna součtu hmotností všech součástí, které svou tíhou na příčník působí (břemeno, hák, ozubené kolo, matice, axiální ložisko a samotný příčník) vynásobená gravitační silou. Tato část příčniku je kontrolována na ohyb a smyk v místě kritického průřezu I. Maximální ohybový moment se vypočítá pomocí Castiglianovy věty.



Obr. 25 – průběhy sil a momentů příčniku

Maximální síla působící na příčník:

$$F_{c1} = (m_b + m_h + m_l + m_{oz} + m_p + m_m) \cdot g \quad (19)$$

$$F_{c1} = (160000 + 1350 + 42 + 260 + 930 + 180) \cdot 9,81$$

$$F_{c1} = 1596695 \text{ [N]}$$

Reakční síly jsou stejné

$$R_{Ax} = R_{Cx} = R_x$$

$$R_{Ay} = R_{Cy} = R_y$$

Rovnice statické rovnováhy:

$$2 \cdot R_x = 0 \quad (20)$$

$$-F_{c1} + 2 \cdot R_y = 0 \quad (21)$$

$$M_A + M_c - F_{c1} \cdot a - R_y \cdot 2a = 0 \quad (22)$$

$$\partial M_{o1} = 1$$

$$\partial M_{o2} = 1$$

Ohybové momenty v jednotlivých úsecích:

$$M_{o1} = R_y \cdot x + M_c \quad \text{úsek } < 0, a > \quad (23)$$

$$M_{o2} = R_y \cdot (a + x) + M_c - F_{c1} \cdot x \quad \text{úsek } < 0, a > \quad (24)$$

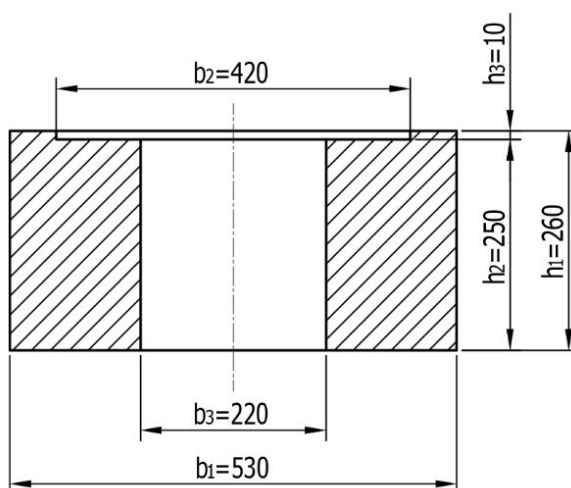
Integrační řešení:

$$\int_0^a \frac{F_{c1}}{2} \cdot x + M_c \, dx + \int_0^a \frac{F_{c1}}{2} \cdot (a + x) + M_c - F_{c1} \cdot x \, dx = 0 \quad (25)$$

$$\frac{F_{c1}}{2} \cdot \frac{a^2}{2} + M_c \cdot a + \frac{F_{c1}}{2} \cdot a^2 + \frac{F_{c1}}{2} \cdot \frac{a^2}{2} + M_c \cdot a - \frac{F_{c1}}{2} \cdot a^2 = 0$$

$$M_c = \frac{-F_{c1} \cdot a^2}{2 \cdot 2 \cdot a} = \frac{-F_{c1} \cdot a}{4} = \frac{-1596695.425}{4} = -169648844 \text{ [Nmm]}$$

průřezový modul v ohybu a obsah:



Obr.26 – schéma kritického průřezu příčniku

$$W_0 = \frac{b_1 \cdot h_1^2}{6} - \frac{b_2 \cdot h_2^2}{6} - \frac{b_3 \cdot h_3^2}{6} \quad (26)$$

$$W_0 = \frac{530 \cdot 260^2}{6} - \frac{420 \cdot 10^2}{6} - \frac{220 \cdot 250^2}{6}$$

$$W_0 = 3672667 \text{ [mm}^3\text{]}$$

$$S_p = b_1 \cdot h_1 - b_2 \cdot h_2 - b_3 \cdot h_3 \quad (27)$$

$$S_p = 530 \cdot 260 - 420 \cdot 10 - 220 \cdot 250$$

$$S_p = 78600 \text{ [mm}^2\text{]}$$

Výpočet maximálního napětí v ohybu:

$$\sigma_o = \alpha_o \frac{M_B}{W_o} \quad (28)$$

$$\sigma_o = 1,9 \frac{169648844}{3672667}$$

$$\sigma_o = 87,76 \text{ [MPa]}$$

Smykové napětí:

$$\tau_s = \frac{F_y}{S_p} \leq \tau_{dov} \quad (29)$$

$$\tau_s = \frac{798347,5}{78600}$$

$$\tau_s = 10 \text{ [MPa]}$$

Redukované napětí:

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_o^2 + 4 \cdot \tau_s^2} \quad (30)$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{87,76^2 + 4 \cdot 10^2}$$

$$\sigma_{red} = 90 \text{ [MPa]}$$

Podmínka deformace:

$$\sigma_{red} \leq \sigma_{dov} \quad (31)$$

$$\sigma_{red} \leq \frac{R_e}{k_p}$$

$$90 \leq \frac{355}{3}$$

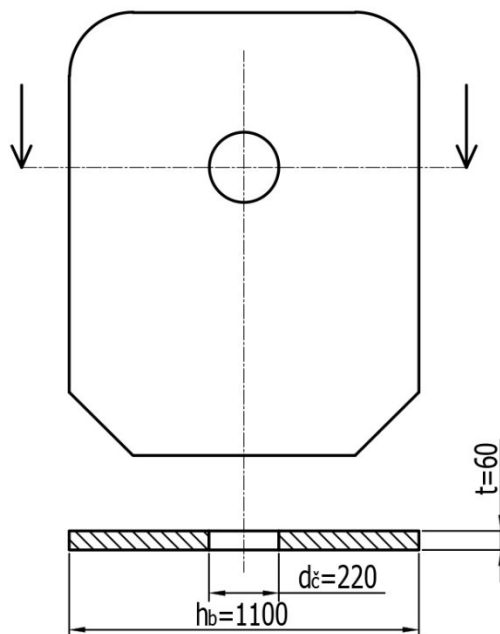
$$90 \text{ [MPa]} \leq 118 \text{ [MPa]} \quad \text{vyhovuje}$$

Kde:

$$R_e=355 \text{ [MPa]} \quad \text{je mez kluzu materiálu S355JR}$$

6.8 Výpočet bočnice

Bočnice je namáhána na tah. V místě styku čepu kladek se pevnostně kontroluje na otlačení. V místě příčnicku působí zanedbatelný tlak, jelikož je příčník upevněn k bočnici pomocí svarů. Bočnice je zatěžována silou F_B .



Obr. 27 – průřez bočnice namáhaný tahem

6.8.1 Zatížení bočnice tahem

K celkové síle je připočtena síla hmotnosti motoru.

$$F_{c2} = (m_b + m_h + m_l + m_{oz} + m_p + m_m + m_{mot}) \quad (32)$$

$$F_{c2} = (160000 + 1350 + 42 + 260 + 930 + 180 + 200) \cdot 9,81$$

$$F_{c2} = 1598657 [\text{N}]$$

Rekční síla:

$$R_B = \frac{F_{c2}}{2} = \frac{1598657}{2} = 799328,5 [\text{N}]$$

Pevnostní kontrola na tah:

$$\sigma_t = \alpha_t \frac{R_B}{S} \leq \sigma_{tdov} \quad (33)$$

$$\sigma_t = \alpha_t \frac{R_B}{(h_b - d_{\check{c}}) \cdot t} \leq \frac{R_e}{k_b}$$

$$\sigma_t = 1,5 \frac{799328,5}{(1100 - 220) \cdot 60} \leq \frac{355}{3}$$

$$22,7 [\text{MPa}] \leq 118 [\text{MPa}] \quad \text{vyhovuje}$$

Kde:

$$R_e = 355 [\text{MPa}] \quad \text{je mez kluzu materiálu S355JR}$$

6.8.2 Návrh tloušťky bočnice

Návrh tloušťky bočnice v místě styku čepu a bočnice je proveden z pevnostní podmínky pro tlakové napětí.

$$P_t = \frac{R_B}{S} = \frac{R_B}{t_b \cdot d_{\check{c}}} \leq p_{tdov} \quad (34)$$

$$t_b = \frac{R_B}{d_{\check{c}} \cdot p_{tdov}} = \frac{799328,5}{220 \cdot 50} = 72,66 \text{ [mm]}$$

Z výpočtu je možno vidět, že stávající šířka bočnice nevyhovuje, proto bude přivařeno k bočnici v místě styku zesílení, které bude vyhovovat tlaku působící na bočnici. Výhodou tohoto řešení je ušetření materiálu bočnice. Zesílení je možno vidět na (obr.28)

6.9 Výpočet čepu kladek

Čep je namáhán celkovou silou od kladek. Vzdálenosti kladek jsou vymezeny díky distančním kroužkům. Čep je zajištěn proti vypadnutí víkem na konci čepu.

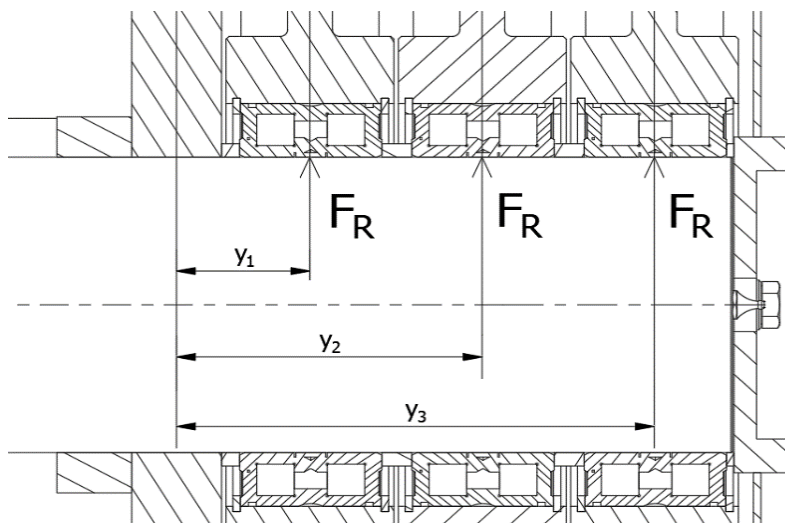
6.9.1 Zatížení čepu

Síla působící na kladky:

$$F_R = \frac{F_{C1}}{6} \quad (35)$$

$$F_R = \frac{1596695}{6}$$

$$F_R = 266116 \text{ [N]}$$



Obr. 28 – schéma působících sil na čep

Ohybový moment:

$$M_{o\check{c}} = F_R \cdot y_1 + F_R \cdot y_2 + F_R \cdot y_3 \quad (36)$$

$$M_{o\check{c}} = 266116.90 + 266116.204,5 + 266116.319,5$$

$$M_{o\check{c}} = 163395224 \text{ [Nmm]}$$

6.9.2 Minimální průměr čepu

Z ohybové rovnice je proveden výpočet pro určení minimálního průměru čepu a následná volba skutečného průměru.

$$\sigma_{o\check{c}} = \frac{M_{o\check{c}}}{W_{O\check{c}}} \leq \frac{R_e}{k_{\check{c}}} \quad (37)$$

$$\sigma_{o\check{c}} = \frac{M_{o\check{c}}}{\frac{\pi \cdot d_{\check{c}}^3}{32}} \leq \frac{R_e}{k_{\check{c}}}$$

$$d_{\check{c}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{o\check{c}} \cdot k_{\check{c}}}{\pi \cdot R_e}}$$

$$d_{\check{c}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 163395224 \cdot 3}{\pi \cdot 550}}$$

$$d_{\check{c}} = 208 \text{ [mm]} \quad \text{zvolen průměr čepu } d_{\check{c}} = 220 \text{ [mm]}$$

Kde:

$$R_e = 550 \quad \text{je mez kluzu materiálu 42CrMo4}$$

6.9.3 Pevnostní kontrola čepu

Čep je namáhán na ohyb a na smyk. Pevnostní kontrola je provedena dle Guesta.

$$\sigma_{red\check{c}} = \sqrt{\sigma_{o\check{c}}^2 + 4 \cdot \tau_s^2} \leq \frac{R_e}{k_{\check{c}}}$$

$$\sigma_{red\check{c}} = \sqrt{\left(\frac{M_{o\check{c}}}{\frac{\pi \cdot d_{\check{c}}^3}{32}}\right)^2 + 4 \cdot \left(\frac{3 \cdot F_R}{\frac{\pi \cdot d_{\check{c}}^2}{4}}\right)^2} \leq \frac{R_e}{k_{\check{c}}}$$

$$\sigma_{red\check{c}} = \sqrt{\left(\frac{163395224}{\frac{\pi \cdot 220^3}{32}}\right)^2 + 4 \cdot \left(\frac{3 \cdot 266116}{\frac{\pi \cdot 220^2}{4}}\right)^2} \leq \frac{550}{3}$$

$$\sigma_{red\check{c}} = 161 \text{ [MPa]} \leq 183,3 \text{ [MPa]} \quad \text{vyhovuje}$$

6.10 Volba ložisek

Na kladnici se vyskytuje 6 radiálních ložisek, které slouží pro otáčení kladek a jedno axiální ložisko sloužící pro otáčení háku. Ložiska nedosahují vysokých otáček, proto lze provést pouze kontrolu statické únosnosti ložisek.

6.10.1 Radiální ložiska

Radiální ložiska se nevolí pouze podle pevnostní kontroly, ale také dle vypočteného průměru čepu kladek. Radiální zatížení ložiska se vypočte z rovnice:

$$F_{RL} = \frac{F_{c1}}{6} = \frac{1594733}{6} = 265789 \text{ [N]} \quad (38)$$

Ekvivalentní statické zatížení:

$$P_o = F_{RL} = 265789 \text{ [N]}$$

$$P_o \leq C_o$$

$$265,789 \text{ [kN]} \leq 1630 \text{ [kN]} \quad \text{vyhovuje}$$

Dle vypočteného zatížení a dle vypočteného průměru čepu kladek zvoleno dvouřadé válečkové ložisko dle [12],

Schaeffler SL04220-D-PP Dvouřadé válečkové

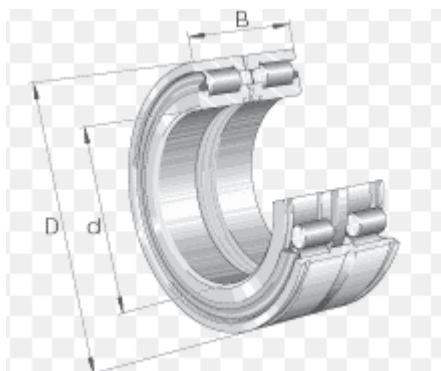
Parametry ložiska:

$$d = 220 \text{ [mm]}$$

$$D = 300 \text{ [mm]}$$

$$B = 95 \text{ [mm]}$$

$$C_o = 1550 \text{ [kN]}$$



Obr.29 – dvouřadé válečkové ložisko [12]

6.10.2 Axiální ložisko

Zatížení ložiska je rovno celkové síle, která působí na kladnici. Statická únosnost axiálního ložiska má být asi 1,5 až 2násobná, než je únosnost háku [1]

$$F_A = F_{c1} = 1596695 \text{ [N]}$$

Ekvivalentní zatížení ložiska:

$$P_o = F_A$$

$$P_o \cdot 1,7 \leq C_o$$

$$1596695 \cdot 1,7 \leq 3000 [\text{kN}]$$

Zvoleno axiální kuličkové ložisko dle [11]

SKF 51260 M

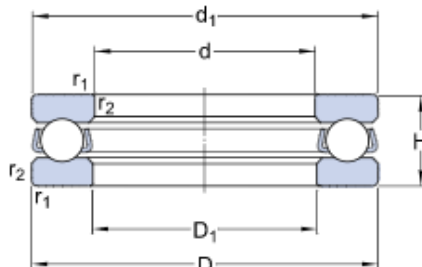
Parametry ložiska:

$$d=300 [\text{mm}]$$

$$D=420 [\text{mm}]$$

$$H=95 [\text{mm}]$$

$$C_o=3000 [\text{kN}]$$



Obr. 30 – Axiální kuličkové ložisko [11]

6.11 Výpočet per hřídele motoru

Dle délky a průměru hřídele motoru, které jsou stanoveny výrobcem motorů bylo navrženo a následně zkontrolováno pero 22e7x14x110 ČSN 02 2562. Tento výpočet byl proveden pomocí programu pro kontrolu těsných per. Tyto pera přenášejí krouticí moment motoru.

Kontrola těsných per

Kontrolní výpočet **Návrhový výpočet**

Průměr hřídele d: 80 [mm] Přřad' pero

Průměru hřídele d = 80 mm přísluší podle ČSN 02 2507 pero 22 x 14.

Zvolené pero: 22x14x110 Délka pera

Délka l: [mm] ☐ Menší činná délka

Krouticí moment M_k : 4718 [Nm] Dovolené tlaky

Počet per i: 2 [-] ☒ Všechny tlaky stejné

Dovolený tlak p_d : 150 [MPa] ☐ Hřídel a náboj stejný

Dovolený tlak p_d pro hřídel: [MPa] ☐ Hřídel a náboj stejný

Dovolený tlak p_d pro náboj: [MPa] **Zkontroluj**

Kontrola těsného pera

Průměr hřídele d = 80 mm
Kontrolované pero: 22x14x110
Krouticí moment M_k = 4718 Nm
Počet per: 2
Dovolené tlaky: Pero p_{dp} = 150 MPa, hřídel p_d = 150 MPa, náboj p_{d1} = 150 MPa
 p_1 = 114 MPa < p_{d1} **VYHOVUJE**
 p = 88,2 MPa < p_d **VYHOVUJE**
 p_1 = 114 MPa < p_{dp} **VYHOVUJE**
 p = 88,2 < p_{dp} **VYHOVUJE**

Nápověda
O programu...
Konec

Obr.31 – Výpočet těsných per motoru dle programu pro kontrolu těsných per

6.12. Výpočet spojení matice a ozubeného kola nalisováním

Aby došlo k přenosu krouticího momentu z motoru přes ozubené soukolí na hák kladnice, musí se vyřešit pevné spojení ozubeného kola a matice, ve které je hák našroubován. Bylo tedy zvoleno pevné spojení nalisováním ozubeného kola na matici. Aby bylo dosaženo požadovaného přenosu krouticího momentu musí se spočítat potřebný přesah.

Minimální průměr náboje:

$$d_n \geq \sqrt[3]{\frac{16000 \cdot M_{koz}}{\pi \cdot \tau_D}} \quad (39)$$
$$d_n \geq \sqrt[3]{\frac{16000 \cdot 17512,6}{\pi \cdot 20}} = 165 \text{ [mm]}$$

Z konstrukčního řešení je však nutné, aby průměr matice byl 370 mm. Délka l náboje zvolena 71 mm

Potřebný minimální tlak mezi maticí a oz. kolem:

$$p_{MIN} = \frac{2 \cdot k_t \cdot M_{koz}}{\pi \cdot d_n^2 \cdot l \cdot f_1} = \frac{2 \cdot 3 \cdot 17512,6 \cdot 10^3}{\pi \cdot 370^2 \cdot 71 \cdot 0,13} = 26,5 \text{ [MPa]} \quad (40)$$

potřebný minimální přesah:

$$\Delta d_{1MIN} = p_{MIN} \cdot d_n \cdot \frac{C^N + 1}{E} = 26,5 \cdot 370 \cdot \frac{1,68 + 1}{2 \cdot 1 \cdot 10^5} = 0,125 \text{ [mm]} \quad (41)$$

Rozměrová charakteristika náboje:

$$C^N = \frac{d_0^2 + d_n^2}{d_0^2 - d_n^2} = \frac{736^2 + 370^2}{736^2 - 370^2} = 1,68 \quad (42)$$

Minimální úchylka průměru matice:

$$e_{MIN} = E_{MAX} + \Delta d_{1MIN} = 0,057 + 0,125 = 0,182 \text{ [mm]} \quad (43)$$

maximální skutečná velikost tlaku v lisovací spáře, která odpovídá skutečnému maximálnímu přesahu:

$$\Delta d_{1SKMAX} = \Delta d_{1MAX} + \Delta d_Z = EI + es + \Delta d_Z \quad (44)$$

$$\Delta d_{1SKMAX} = 0 + 0,244 + 0,017 = 0,261 \text{ [mm]}$$

Ztrátu přesahu uhlažením stykových ploch Δd_z v případě lisování za studena odhadnuto podle vztahu:

$$\Delta d_z = 1,2 \cdot (R_{zh} + R_{zd}) = 1,2 \cdot (0,007 + 0,007) = 0,017 \quad (45)$$

Maximální skutečný tlak:

$$p = p_{SKMAX} = \frac{\Delta d_{1SKMAX} \cdot E}{d_n \cdot (C^N + 1)} = \frac{0,261 \cdot 2,1 \cdot 10^5}{370 \cdot (1,68 + 1)} = 55,3 [\text{MPa}] \quad (46)$$

Pevnostní kontrola náboje kola:

$$p_{SKMAX} \cdot (C^N + 1) \leq \frac{R_e}{k} \quad (47)$$

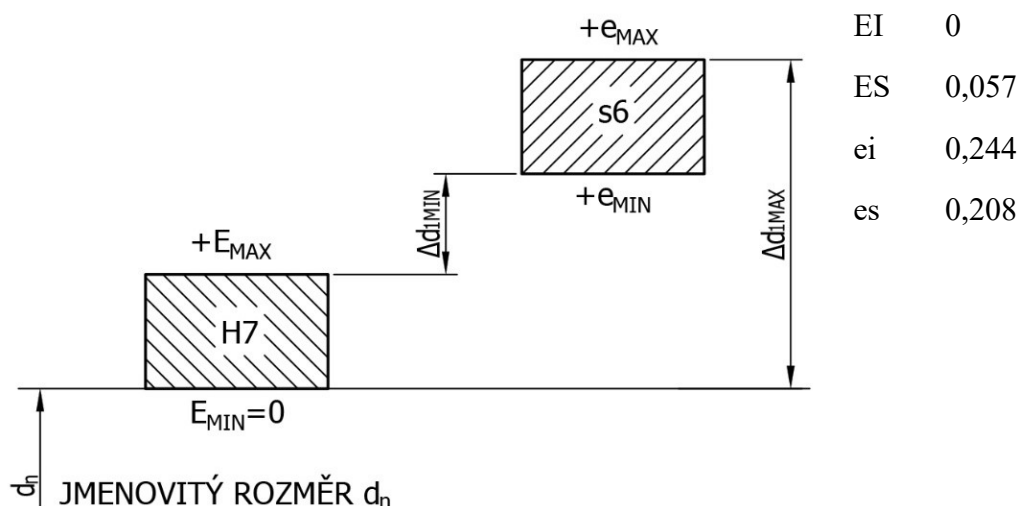
$$55,3 \cdot (1,68 + 1) \leq \frac{500}{2}$$

$$148 [\text{MPa}] \leq 250 [\text{MPa}]$$

Pevnostní kontrola matice:

$$p_{SKMAX} \leq \frac{R_e}{k} \quad (48)$$

$$55,3 [\text{MPa}] \leq 250 [\text{MPa}]$$



Obr. 32- zvolené Toleranční pole H7/s6 uložení s přesahem

Z předchozích výpočtů bylo jako nejvhodnější uložení s přesahem zvoleno H7/s6, které zajistí přenos požadovaného krouticího momentu.

7 Závěr

Hlavním úkolem bakalářské práce byl návrh a výpočet elektromotorické jeřábové kladnice s otočným hákem. Toto zařízení bylo navrženo pro manipulaci břemen o maximální hmotnosti 160 tun a maximálních otáček 0,8 ot/min. Důraz byl kladen na jednoduchou obsluhu a montáž, nebo demontáž.

Úkolem teoretické části práce bylo seznámení s tímto zdvihacím zařízením a jeho rozdělení dle typu zástavbových částí kladnice a druhu pohonu otáčení háku.

Praktická část bakalářské práce se zabývala konstrukčním návrhem kladnice z hlediska zvolení vhodného pohonu otáčení háku a následným vyhodnocením nejvhodnější varianty. Po vyhodnocení různých výhod a nevýhod se jako nejvhodnější varianta jevil elektrický pohon s použitím planetové převodovky. Dále byly navrženy jednotlivé nedílné součásti kladnice jako ozubené soukolí, příčník, čep kladek, bočnice, kladky, jejíž počet musel být takový, aby navržené lano mělo optimální průřez. Následně byly vybrané součásti pevnostně zkontrolovány, zda vyhovují pro dané zatížení. U háku byl požadavek pro zvolení jednoduchého háku z důvodu požadavků firmy. Na závěr byla zhotovena výkresová dokumentace, která obsahovala sestavu celého zařízení se seznamem položek a výrobní výkres ozubeného pastorku, který je připojen k motoru.

8 Literatura

- [1] Remta,F.; Kupka,L. Jeřáby I.díl. Praha. SNTL. 1956. 620s
- [2] Kaláb,K. Části a mechanismy strojů pro bakaláře, Části pohonů strojů. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2008. 128s. ISBN 978-80-248-1860-3
- [3] Bolek,A.; Kochman,J. Části strojů I. Praha: SNTL, 1989. 775s. ISBN 80-03-00046-7
- [4] Leinveber,J.; Vávra,P. Strojnické tabulky. Albra-pedagogické nakladatelství, Úvaly, 2006. 914s. ISBN 80- 7361-033-7
- [5] ČSN 27 0100. Zdvihací zařízení. Výpočet ocelových lan pro jeřáby a zdvihadla. 1978. 8s.
- [6] ČSN 27 1820. Zdvihací zařízení. Kladky a bubny pro ocelová lana 1957. 9s
- [7] ČSN EN 13001-2. Jeřáby – Návrh všeobecně – Část 2: účinky zatížení 2015 60s.
- [8] DIN 15401 teil 2. Kované jeřábové háky
- [9] Region s.r.o.: Ocelová lana [online]. [2018] [cit. 2018-05-02]. Dostupný z: <<http://www.region-lana.cz/ocelova-lana/sestipramenna-ocelova-lana---standard/sestipramenne-ocelove-lano---standard---222-dratu-6-x-37.html>>
- [10] Indiamart s.r.o: Jednoduché háky [online]. [cit. 2018-05-02]. Dostupný z: <<https://www.indiamart.com/proddetail/metal-crane-hook-15092441155.html>>
- [11] SKF CZ, a.s. Axiální kuličková ložiska, jednosměrná [online]. [cit. 2018-05-02]. Dostupné z <<http://www.skf.com/group/products/bearings-units-housings/ball-bearings/thrust-ball-bearings/single-direction/index.html?designation=51260%20M>>
- [12] Medias Schaeffler, a.s. Dvouřadá válečková ložiska [online]. [cit. 2018-05-02]. Dostupný z: <http://medias.schaeffler.com/medias/en!hp.ec.br.pr/SL04...PP*SL04220-D-PP>
- [13] Henan Huabei lifting hoko [online]. [cit.2018-05-02]. <http://www.chinacranehook.com/crane-hook/eye-hooks/eye-double-hook-with-safety-latch.html>
- [14] Prestar s.r.o Kladnice [online]. [cit.2018-05-02]. <http://prestar.cz/obchod/dle-zarizeni/elektromotoricky-otocna-kladnice-var-b/>
- [15] Rossi-group Gearmotor - catalogue EP 2016. 370s
- [16] JANÍČEK, P., ONDRÁČEK, E., VRBKA, J., BURŠA, J., Mechanika těles – Pružnost a pevnost I. 3. vyd. Brno: CERM, 2004. 287 s. ISBN 80-214-2592-X.

- [17] Prestar s.r.o Kladnice [online]. [cit.2018-05-02]. <http://prestar.cz/obchod/dle-zarizeni/elektromotoricky-otocna-kladnice-var-a/>
- [18] KPC s.r.o kladnice [online]. [cit.2018-05-02] dostupný z:
<<https://www.kpc.cz/cs/produkty/zavesne-prostredky/otocne-kladnice.aspx>>

9 Seznam příloh

Výkres sestavy kladnice	KLA0081-00
Seznam položek kladnice	KLA0081-00-SP
Výrobní výkres ozubeného kola	KLA0081-00-12
CD-ROM s bakalářskou prací v elektronické podobě	